

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2003-042065

(43)Date of publication of application : 13.02.2003

(51)Int.Cl.

F04B 39/00

F04B 27/08

(21)Application number : 2001-226362

(71)Applicant : TOYOTA INDUSTRIES CORP

(22)Date of filing : 26.07.2001

(72)Inventor : YOKOMACHI HISAYA

SUZUKI JUNYA

YAGI SATOSHI

MURASE MASAKAZU

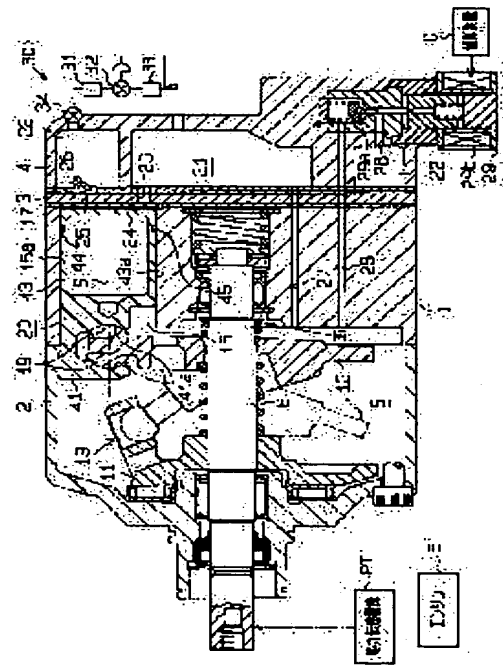
FUJII TOSHIRO

(54) PISTON TYPE CAPACITY VARIABLE FLUID MACHINE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a piston type capacity variable fluid machine capable of significantly reducing the sliding resistance between a piston and the inner peripheral surface of a cylinder bore in a minimum outlet capacity state.

SOLUTION: In the piston 20, a ring groove 44 is formed on the outer peripheral surface 43a of a head 43 stored in the cylinder bore 15, and a piston ring 45 is set in the ring groove 44. The clearance for the relative movement in the axial direction S between the ring groove 44 and the piston ring 45 is set to be at least a minimum stroke of the piston 20 which is not zero.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開 2003-42065

(P2003-42065A)

(43) 公開日 平成15年2月13日 (2003.2.13)

(51) Int. Cl. ⁷	識別記号	F I	テ-マ-ド (参考)
F 0 4 B	39/00	1 0 7	E 3H003
	27/08	1 0 7	J 3H076
		27/08	K

審査請求 未請求 請求項の数 5

O L

(全 7 頁)

(21) 出願番号 特願2001-226362 (P2001-226362)

(22) 出願日 平成13年7月26日 (2001.7.26)

(71) 出願人 000003218

株式会社豊田自動織機

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地

(72) 発明者 横町 尚也

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社
豊田自動織機製作所内

(72) 発明者 鈴木 潤也

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社
豊田自動織機製作所内

(74) 代理人 100068755

弁理士 恩田 博宣 (外1名)

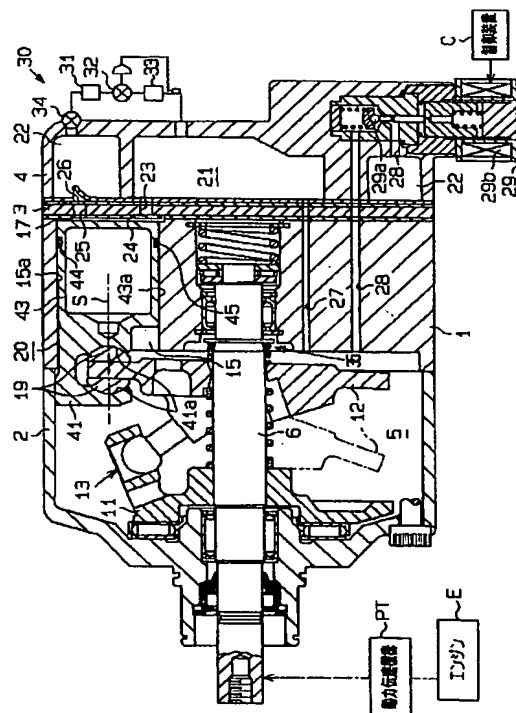
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ピストン式容量可変型流体機械

(57) 【要約】

【課題】 最小吐出容量状態において、ピストンとシリンダボアの内周面との間の摺動抵抗を大幅に軽減することが可能なピストン式容量可変型流体機械を提供すること。

【解決手段】 ピストン20において、シリンダボア15に收容される頭部43の外周面43aには、リング溝44が形成されている。リング溝44にはピストンリング45が嵌め入れられている。リング溝44とピストンリング45との間における軸線S方向への相対移動の余裕は、ピストン20のゼロではない最小ストローク以上に設定されている。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 駆動軸を回転可能に支持するハウジング内にはシリンダボアが形成され、同シリンダボアにはピストンが収容されており、駆動軸の回転によってシリンダボア内でピストンが往復運動されるとともに、同ピストンのストロークをゼロではない最小ストロークを下限として変更することで吐出容量が変更される構成のピストン式容量可変型流体機械において、

前記ピストンの外周面にはリング溝が形成され、同リング溝にはピストンリングが嵌め入れられており、同リング溝とピストンリングとの間におけるピストンの往復運動方向への相対移動の余裕を、ピストンの最小ストローク以上に設定したことを特徴とするピストン式容量可変型流体機械。

【請求項2】 前記ピストン式容量可変型流体機械は空調装置の冷凍サイクルを構成し、ピストンの往復運動によって冷媒ガスの圧縮を行う請求項1に記載のピストン式容量可変型流体機械。

【請求項3】 前記冷凍サイクルの冷媒としては二酸化炭素が用いられている請求項2に記載のピストン式容量可変型流体機械。

【請求項4】 前記ピストン式容量可変型流体機械は車両に搭載され、同流体機械は車両の走行駆動源によって駆動軸が回転駆動される請求項1～3のいずれかに記載のピストン式容量可変型流体機械。

【請求項5】 前記走行駆動源と駆動軸との間は、クラッチレスタイプの動力伝達機構を介して作動連結されている請求項4に記載のピストン式容量可変型流体機械。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、例えば車両用空調装置に用いられ、ピストンとシリンダボアの内周面との間のシールにピストンリングを用いてなるピストン式容量可変型圧縮機等のピストン式容量可変型流体機械に関する。

【0002】

【従来の技術】 一般に、車両用空調装置に用いられる圧縮機は、その外部駆動源である車両のエンジンとの間の動力伝達経路上に、電磁クラッチ等のクラッチ機構を備えている。そして、冷房不要時等においては、電磁クラッチのオフによって動力伝達を遮断することで、圧縮機の駆動が停止されるようになっている。

【0003】 しかし、電磁クラッチのオン・オフ動作にはショックを伴い、このオン・オフショックは車両のドライバビリティを悪化させる。従って、近年においては、エンジンとの間の動力伝達経路上にクラッチ機構を備えなくともよい、クラッチレスタイプの圧縮機の採用が広まりつつある。

【0004】 クラッチレスタイプの圧縮機には、ピストンのストロークを変更することで吐出容量を変更可能な

ピストン式容量可変型が用いられている。そして、冷房不要時等においては、ピストンのストロークを最小として圧縮機の吐出容量を最小化することで、エンジンの動力損失を最小限に抑えるようになっている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】 ところが、クラッチレスタイプの圧縮機は、エンジンの稼働時においては同エンジンによって常時駆動されることとなる。従って、圧縮機の最小吐出容量をゼロに設定すると、潤滑油を含んだ冷媒ガスの流れが生じなくなり、圧縮機内部における各摺動部分の潤滑が厳しくなる問題を生じてしまう。

【0006】 このため、圧縮機の最小吐出容量つまりはピストンの最小ストロークをゼロに設定することができず、圧縮機の最小吐出容量状態においてもピストンが往復運動されることとなっていた。よって、ピストンリングとシリンダボアの内周面との間に生じる摺動抵抗が、エンジンの動力損失を増大させる問題を生じていた。

【0007】 また、冷媒として二酸化炭素を用いた場合には、圧縮室内の冷媒圧力がフロン冷媒を用いた場合よりも遥かに高くなる。従って、ブローパイガスを抑えるためには、フロン冷媒を用いた場合よりも遥かに強く、ピストンリングをシリンダボアの内周面に対して押し付けておかななくてはならない。このため、前述した問題（エンジンの動力損失の増大）が深刻となっていた。

【0008】 本発明の目的は、最小吐出容量状態において、ピストンとシリンダボアの内周面との間の摺動抵抗を大幅に軽減することが可能なピストン式容量可変型流体機械を提供することにある。

【0009】

【課題を解決するための手段】 上記目的を達成するために請求項1の発明は、駆動軸を回転可能に支持するハウジング内にはシリンダボアが形成され、同シリンダボアにはピストンが収容されており、駆動軸の回転によってシリンダボア内でピストンが往復運動されるとともに、同ピストンのストロークをゼロではない最小ストロークを下限として変更することで吐出容量が変更される構成のピストン式容量可変型流体機械において、前記ピストンの外周面にはリング溝が形成され、同リング溝にはピストンリングが嵌め入れられており、同リング溝とピストンリングとの間におけるピストンの往復運動方向への相対移動の余裕を、ピストンの最小ストローク以上に設定したことを特徴とするピストン式容量可変型流体機械である。

【0010】 この構成においては、流体機械が最小吐出容量状態にあってもピストンが往復運動される。しかし、ピストンリングは、リング溝との間に確保された最小ストローク以上の相対移動の余裕（遊び）によって、往復運動されるピストンから移動力を受けることがない。従って、ピストンリングを移動させなくともよいピストンは、シリンダボアの内周面との間での摺動抵抗が

大幅に軽減されることとなる。

【0011】請求項2の発明は、請求項1の発明を適用するのに好適な流体機械の一態様を限定するものである。すなわち、前記ピストン式容量可変型流体機械は空調装置の冷凍サイクルを構成し、ピストンの往復運動によって冷媒ガスの圧縮を行うものである。

【0012】請求項3の発明は請求項2において、前記冷凍サイクルの冷媒としては二酸化炭素が用いられていることを特徴としている。この構成においては、圧縮室内の冷媒圧力が、例えばフロン冷媒を用いた場合よりも遥かに高くなる。従って、ブローパイガスを抑えるためには、フロン冷媒を用いた場合よりも遥かに強く、ピストンリングをシリンダボアの内周面に対して押し付けておかなければならない。つまり、二酸化炭素冷媒を取り扱う冷媒圧縮機において請求項2の発明を具体化することは、その効果を奏するのに特に有効となる。

【0013】請求項4の発明は請求項1～3のいずれかにおいて、前記ピストン式容量可変型流体機械は車両に搭載され、同流体機械は車両の走行駆動源によって駆動軸が回転駆動されることを特徴としている。

【0014】この構成においては、流体機械の最小吐出容量状態において、走行駆動源の動力損失を軽減することができる。請求項5の発明は請求項4において、前記走行駆動源と駆動軸との間は、クラッチレスタイプの動力伝達機構を介して作動連結されていることを特徴としている。

【0015】この構成において流体機械は、走行駆動源の稼働時においては同走行駆動源によって常時駆動されることとなる。このような態様において請求項4の発明を具体化することは、走行駆動源の動力損失を軽減する上で特に有効となる。

【0016】

【発明の実施の形態】以下、本発明のピストン式容量可変型流体機械を、車両用空調装置に用いられるピストン式容量可変型圧縮機において具体化した一実施形態について説明する。

【0017】（ピストン式容量可変型圧縮機）図1に示すように、ピストン式容量可変型圧縮機（以下単に圧縮機とする）は、シリンダブロック1と、その前端に接合固定されたフロントハウジング2と、シリンダブロック1の後端に弁・ポート形成体3を介して接合固定されたリヤハウジング4とを備えている。これらシリンダブロック1、フロントハウジング2及びリヤハウジング4が、圧縮機のハウジングをなしている。

【0018】前記シリンダブロック1とフロントハウジング2とで囲まれた領域にはクランク室5が区画されている。駆動軸6は、クランク室5内を挿通されているとともに、シリンダブロック1とフロントハウジング2との間で回転可能に支持されている。クランク室5において駆動軸6上には、ラグプレート11が一体回転可能に

固定されている。

【0019】前記駆動軸6の前端部は、動力伝達機構PTを介して、車両の走行駆動源としてのエンジン（内燃機関）Eに作動連結されている。動力伝達機構PTは、外部からの電気制御によって動力の伝達／遮断を選択可能なクラッチ機構（例えば電磁クラッチ）であってもよく、又は、そのようなクラッチ機構を持たない常時伝達型のクラッチレス機構（例えばベルト／プーリの組合せ）であってもよい。なお、本実施形態では、クラッチレスタイプの動力伝達機構PTが採用されているものとする。

【0020】前記クランク室5内にはカムプレートとしての斜板12が収容されている。斜板12は、駆動軸6にスライド移動可能でかつ傾動可能に支持されている。ヒンジ機構13は、ラグプレート11と斜板12との間に介在されている。従って、斜板12は、ヒンジ機構13を介したラグプレート11との間でのヒンジ連結、及び駆動軸6の支持により、ラグプレート11及び駆動軸6と同期回転可能であるとともに、駆動軸6の軸線方向へのスライド移動を伴いながら駆動軸6に対し傾動可能となっている。

【0021】複数（図面には一つのみ示す）のシリンダボア15は、前記シリンダブロック1において駆動軸6を取り囲むようにして貫設形成されている。片頭型のピストン20は、各シリンダボア15に往復動可能に収容されている。シリンダボア15の前後開口は、弁・ポート形成体3及びピストン20によって閉塞されており、このシリンダボア15内にはピストン20の往復動に応じて体積変化する圧縮室17が区画されている。各ピストン20は、シュー19を介して斜板12の外周部に係留されている。従って、駆動軸6の回転にともなう斜板12の回転運動が、シュー19を介してピストン20の往復直線運動に変換される。

【0022】前記弁・ポート形成体3とリヤハウジング4との間には、吸入室21及び吐出室22がそれぞれ区画形成されている。弁・ポート形成体3には各シリンダボア15に対応して、吸入ポート23及び同ポート23を開閉する吸入弁24、並びに、吐出ポート25及び同ポート25を開閉する吐出弁26が形成されている。

【0023】そして、前記吸入室21の冷媒ガスは、各ピストン20の上死点位置から下死点側への往動により吸入ポート23及び吸入弁24を介して圧縮室17に吸入される。圧縮室17に吸入された冷媒ガスは、ピストン20の下死点位置から上死点側への復動により所定の圧力にまで圧縮され、吐出ポート25及び吐出弁26を介して吐出室22に吐出される。

【0024】（圧縮機の容量制御構造）図1に示すように、前記圧縮機のハウジング内には抽気通路27及び給気通路28が設けられている。抽気通路27はクランク室5と吸入室21とを連通する。給気通路28は吐出室

22とクランク室5とを連通する。ハウジングにおいて給気通路28の途中には、電磁弁よりなる制御弁29が配設されている。同制御弁29は、給気通路28の開度を調節する弁体29aと、同弁体29aを制御装置Cからの給電によって動作させる電磁アクチュエータ29bとからなっている。

【0025】そして、前記制御弁29の開度を調節することで、給気通路28を介したクランク室5への高圧な吐出ガスの導入量と抽気通路27を介したクランク室5からのガス導出量とのバランスが制御され、同クランク室5の内圧が決定される。クランク室5の内圧変更に応じて、ピストン20を介してのクランク室5の内圧と圧縮室17の内圧との差が変更され、斜板12の傾斜角度（駆動軸6の軸線と直交する面との間でなす角度）が変更される結果、ピストン20のストロークすなわち圧縮機の吐出容量が調節される。

【0026】例えば、クランク室5の内圧が低下されると斜板12の傾斜角度が増大し、ピストン20のストロークが増大されて、圧縮機の吐出容量が増大される。図1において二点鎖線は、斜板12のそれ以上の傾動がラゲプレート11によって当接規制された、最大傾斜角度状態を示している。

【0027】逆に、クランク室5の内圧が上昇されると斜板12の傾斜角度が減少し、ピストン20のストロークが減少されて、圧縮機の吐出容量が減少される。図1において実線は斜板12の最小傾斜角度状態を示し、同最小傾斜角度はゼロではない角度（例えば1〜10°）に設定されている。つまり、ピストン20の最小ストローク $S_{t \text{ (min)}}$ は、ゼロではない値に設定されている。なお、斜板12の最小傾斜角度は、駆動軸6に設けられた最小傾斜角度規定手段35によって規定される。

【0028】（冷媒循環回路）図1に示すように、車両用空調装置の冷媒循環回路（冷凍サイクル）は、上述した圧縮機と外部冷媒回路30とから構成されている。外部冷媒回路30は、凝縮器31、膨張弁32及び蒸発器33を備えている。冷媒としては二酸化炭素が用いられている。

【0029】前記冷媒循環回路において、圧縮機の吐出室22と凝縮器31との間の冷媒通路には、遮断弁34が配設されている。同遮断弁34は、吐出室22側の圧力が所定値よりも低くなると冷媒通路を遮断して、外部冷媒回路30を経由した冷媒の循環を停止させる。

【0030】前記遮断弁34は、その前後の圧力差を機械的に検知して動作する差圧弁タイプであってもよいし、吐出圧力センサ（図示しない）の検出値に応じて制御装置Cにより制御される電磁弁タイプであってもよい。また、同遮断弁34は、斜板12の最小傾斜角度に機械的に連動して冷媒通路を遮断するタイプであってもよい。

【0031】そして、冷房不要時等においては、制御装

置Cから制御弁29への給電が停止され、同制御弁29が全開状態とされてクランク室5の内圧が上昇し、圧縮機の吐出容量が最小とされる。圧縮機の吐出容量が最小では、遮断弁34において吐出室22側の圧力が所定値よりも低くなり、同遮断弁34が閉じられる。従って、外部冷媒回路30を経由した冷媒循環が停止される。このため、圧縮機による冷媒ガスの圧縮が継続されたとしても空調が行われることはない。

【0032】また、斜板12の最小傾斜角度言い換えればピストン20の最小ストローク $S_{t \text{ (min)}}$ はゼロではないため、圧縮機の吐出容量が最小化されても、吸入室21から圧縮室17への冷媒ガスの吸入、吸入冷媒ガスの圧縮、及び圧縮室17から吐出室22への冷媒ガスの吐出は行われる。従って、前記圧縮機の内部には、吐出室22→給気通路28→クランク室5→抽気通路27→吸入室21→圧縮室17→（吐出室22）よりなる循環回路が形成され、同内部循環回路を冷媒とともに潤滑油が循環される。このため、外部冷媒回路30からの潤滑油を含む冷媒の帰還がなくとも、各摺動部分（例えば斜板12とシュー19との間）の潤滑は良好に維持される。

【0033】（圧縮機のピストン）図1に示すように、前記ピストン20は、シュー19が内装される首部41と、シリンダボア15内に收容されて圧縮室17を区画する円柱状の頭部43とが、シリンダボア15の軸線S方向つまりピストン20の往復運動方向に連接されてなる。首部41内には、シュー19を味噌摺り運動可能に支承するシュー座41aが凹設されている。

【0034】図2（a）に示すように、前記頭部43において先端側の外周面43aには、軸線Sを中心とした円環状に、断面四角形状のリング溝44が形成されている。同リング溝44には、断面四角形状をなすピストンリング45が嵌め入れられている。同ピストンリング45によって、シリンダボア15の内周面15aと頭部43の外周面43aとの隙間がシールされ、この隙間を介したクランク室5と圧縮室17との間の連通が遮断されている。

【0035】すなわち、前記ピストンリング45の自然状態での外径は、シリンダボア15の内径よりも大きい。従って、ピストンリング45は、シリンダボア15内に頭部43と共に組み込まれることで、外周面45cを以ってシリンダボア15の内周面15aに対して圧接されている。この圧接状態にて、リング溝44の内底面44cとピストンリング45の内周面45dとの間には、同リング溝44とピストンリング45との軸線S方向への相対移動を妨げないよう隙間が確保されている。

【0036】前記ピストンリング45は、ピストン20が下死点位置から上死点位置に向かって移動する圧縮行程にあっては、クランク室5側の左側面45aを以ってリング溝44内の左内壁面44aに対して圧接されるこ

ととなる(図2(a)参照)。また、ピストンリング45は、ピストン20が上死点位置から下死点位置に向かって移動する吸入行程にあっては、圧縮室17側の右側面45bを以ってリング溝44内の右内壁面44bに対して圧接されることとなる(図2(b)参照)。このリング溝44の内壁面44a、44bとピストンリング45の側面45a、45bとの圧接によって、リング溝44とピストンリング45との隙間がシールされている。

【0037】さて、図2(a)はピストン20が上死点位置にある状態を示し、図2(b)は、圧縮機の最小吐出容量状態において、ピストン20が下死点位置にある状態を示している。同図において誇張して示すように、リング溝44とピストンリング45との間における軸線S方向への相対移動の余裕C1、言い換えればリング溝44とピストンリング45との間における軸線S方向への遊びC1は、圧縮機の最小吐出容量状態でのピストン20のストローク(最小ストローク)St(min)以上となるように設定されている。従って、圧縮機が最小吐出容量状態にあっては、ピストン20が往復運動されるものの、ピストンリング45は往復運動されるピストン20から移動力を受けることがない。

【0038】なお、リング溝44とピストンリング45との間における軸線S方向への相対移動の余裕C1は、最小ストロークSt(min)の1.2倍以上が好適である。つまり、余裕C1が最小ストロークSt(min)の1.2倍未満であると、リング溝44とピストンリング45との間に入り込む潤滑油や異物等によって、ピストン20がピストンリング45を移動させて動力損失が発生する可能性が高くなるからである。また、余裕C1は、最小ストロークSt(min)の5倍以下が好適である。つまり、余裕C1が最小ストロークSt(min)の5倍を超えると、ピストンリング45のガタつきが大きくなり過ぎてシール性低下の問題を生じてしまうからである。

【0039】上記構成の本実施形態においては次のような効果を奏する。

(1) 上述したように、圧縮機が最小吐出容量状態にあっては、ピストンリング45が往復運動するピストン20から移動力を受けることがない。従って、ピストンリング45を移動させなくともよいピストン20は、シリンダボア15の内周面15aとの間での摺動抵抗が大幅に軽減されることとなる。よって、エンジンEの動力損失を軽減することができ、車両の省燃費化を図り得る。

【0040】(2) 冷媒として二酸化炭素が用いられており、圧縮室17内の冷媒圧力は、例えばフロン冷媒を用いた場合よりも遥かに高くなる。従って、ブローパイガスを抑えるためには、フロン冷媒を用いた場合よりも遥かに強く、ピストンリング45をシリンダボア15の内周面15aに対して押し付けておかななくてはならない。つまり、二酸化炭素冷媒を取り扱う冷媒圧縮機にお

いて本発明を具体化することは、圧縮機が最小吐出容量状態でのエンジンEの動力損失を軽減する上で特に有効となる。

【0041】(3) 動力伝達機構PTとしてクラッチレスタイプのものが採用されている。従って、圧縮機は、エンジンEの稼動時においては同エンジンEによって常時駆動されることとなる。つまり、例えば、冷房不要時においても圧縮機が駆動されること言い換えれば一年を通して圧縮機が常時駆動されることとなり、このような態様において本発明を具体化することは、エンジンEの動力損失を軽減する上で特に有効となる。

【0042】なお、本発明の趣旨から逸脱しない範囲で以下の態様でも実施できる。

・冷媒としてフロンを用いた冷凍サイクルの冷媒圧縮機において具体化すること。

【0043】・片頭型のピストンを用いた流体機械に限定されることはなく、両頭型のピストンを用いた流体機械において具体化してもよい。

・流体機械としては冷媒圧縮機以外にも、車両のブレーキアシスト装置用の油圧ポンプや、パワーステアリング装置用の油圧ポンプや、エアサスペンション装置用のエアポンプ等が挙げられる。

【0044】・車両の走行駆動源としては内燃機関以外にも電気モータが挙げられる。

上記実施形態から把握できる技術的思想について記載する。

(1) 前記リング溝とピストンリングとの間におけるピストンの往復運動方向への相対移動の余裕は、ピストンの最小ストロークの1.2倍以上に設定されている請求項1～5のいずれかに記載のピストン式容量可変型流体機械。

【0045】(2) 前記リング溝とピストンリングとの間におけるピストンの往復運動方向への相対移動の余裕は、ピストンの最小ストロークの5倍以下に設定されている請求項1～5のいずれか又は前記(1)に記載のピストン式容量可変型流体機械。

【0046】(3) シリンダボア内でピストンが往復運動されるとともに、同ピストンのストロークをゼロではない最小ストロークを下限として変更することで吐出容量を変更可能なピストン式容量可変型流体機械に用いられるピストンであって、前記シリンダボアの内周面に対向する外周面にリング溝が形成され、同リング溝にはピストンリングが嵌め入れられており、同リング溝とピストンリングとの間におけるピストンの往復運動方向への相対移動の余裕を、最小ストローク以上に設定したことを特徴とするピストン。

【0047】

【発明の効果】上記構成の本発明によれば、最小吐出容量状態において、ピストンとシリンダボアの内周面との間の摺動抵抗を大幅に軽減することが可能となる。

【図面の簡単な説明】

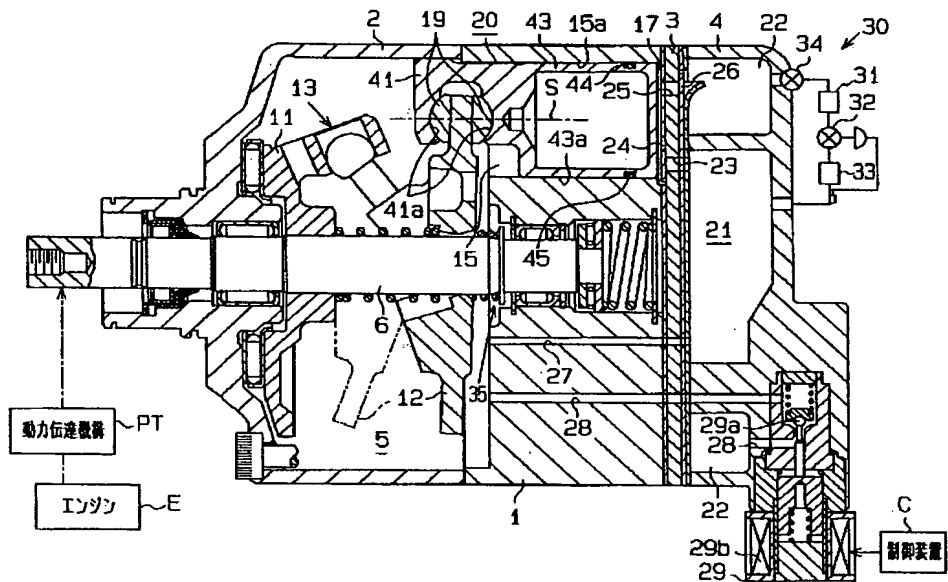
【図1】 ピストン式容量可変型圧縮機の断面図。

【図2】 (a) はピストンが上死点位置にある状態を示す要部拡大断面図、(b) は圧縮機の最小吐出容量状態において、ピストンが下死点位置にある状態を示す要部拡大断面図。

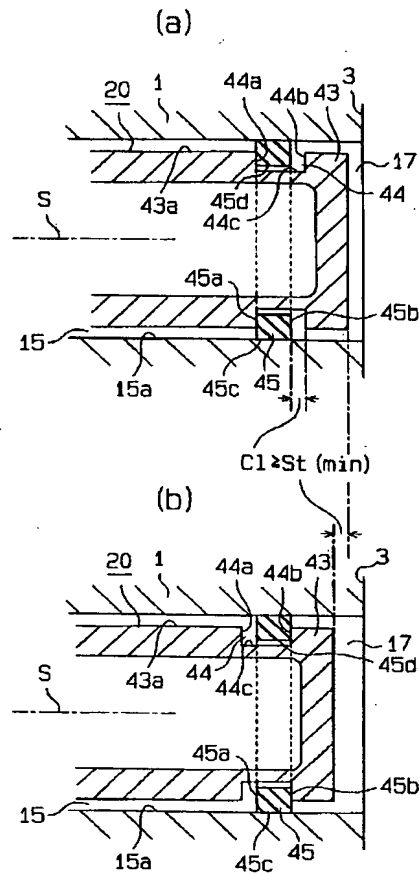
【符号の説明】

1…ハウジングを構成するシリンダブロック、2…同じくフロントハウジング、4…同じくリヤハウジング、6…駆動軸、15…シリンダボア、20…ピストン、43a…ピストンの外周面としての頭部の外周面、44…リング溝、45…ピストンリング、C1…リング溝とピストンリングと間における相対移動の余裕、 $S t (m i n)$ …ピストンの最小ストローク。

【図1】



【図2】



フロントページの続き

(72)発明者 八木 聖史
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
社豊田自動織機製作所内
(72)発明者 村瀬 正和
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
社豊田自動織機製作所内

(72)発明者 藤井 俊郎
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会
社豊田自動織機製作所内
Fターム(参考) 3H003 AA03 AB06 AC03 BC03 CB04
CB08
3H076 AA06 BB21 BB43 CC12 CC16
CC31